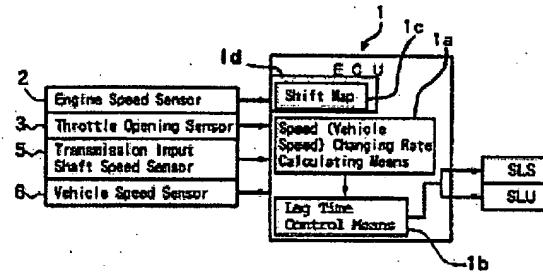


## Hydraulic control assembly for automotive automatic gear box

**Patent number:** DE19741182      **Also published as:**  
**Publication date:** 1998-04-02      US5954776 (A)  
**Inventor:** TAGUCHI MASATOSHI (JP); SAITO MASAO (JP);  
 CHIBA MASAHIRO (JP); KUWATA MASAYUKI (JP);  
 SUZUKI KENJI (JP); TSUTSUI HIROSHI (JP)      JP10089455 (A)  
**Applicant:** AISIN AW CO (JP)  
**Classification:**  
 - **International:** F16H59/36  
 - **European:** F16H61/02E1M  
**Application number:** DE19971041182 19970918  
**Priority number(s):** JP19960248397 19960919; US19970909888 19970812

### Abstract of DE19741182

An automotive automatic gear box hydraulic control calculates the time delay during a change-down of gear as the vehicle coasts. It further calculates the piston play compensation time, i.e. the time delay, which occurs between the decision to select a gear and the commencement of the gear selection, based on a correctional value derived from the previous gear selection delay time. Using the delay time and the piston play compensation time, the downward gear selection line is corrected, i.e. brought forward in time. The control unit uses this forward-correction to make earlier gear-selection decisions.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

# Offenlegungsschrift

⑩ DE 197 41 182 A 1

⑮ Int. Cl. 6:

F 16 H 59/36

DE 197 41 182 A 1

⑯ Aktenzeichen: 197 41 182.7  
⑯ Anmeldetag: 18. 9. 97  
⑯ Offenlegungstag: 2. 4. 98

⑯ Unionspriorität:

8-248397 19.09.96 JP

⑯ Anmelder:

Aisin AW Co., Ltd., Anjo, Aichi, JP

⑯ Vertreter:

Vossius & Partner GbR, 81675 München

⑯ Erfinder:

Saito, Masao, Anjo, Aichi, JP; Chiba, Masaharu,  
Anjo, Aichi, JP; Kuwata, Masayuki, Anjo, Aichi, JP;  
Taguchi, Masatoshi, Anjo, Aichi, JP; Suzuki, Kenji,  
Anjo, Aichi, JP; Tsutsui, Hiroshi, Anjo, Aichi, JP

⑯ Hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe

⑯ Eine hydraulische Steuereinheit eines Automatikgetriebes berechnet eine Verzögerung während eines Herunterschaltens bei Leerlauffahrt und berechnet eine Kolbenspielausgleichzeit, d. h. die Verzögerungszeit, die zwischen einer Schaltentscheidung und dem Beginn des Schaltvorgangs verstreicht, auf der Basis eines Korrekturwertes, der entsprechend der aus dem vorherigen Schaltvorgang entnommenen Verzögerungszeit bestimmt wird. Auf der Basis der Verzögerungszeit und der Kolbenspielausgleichzeit wird die Herunterschaltlinie im Gangschaltdiagramm korrigiert, d. h. zeitlich vorverlegt. Mit Hilfe dieser zeitlich vorverlegten Schaltlinie trifft die Steuereinheit eine frühere Schaltentscheidung, so daß der Schaltvorgang in einem geeigneten Betriebszustand beginnt, wodurch der Schaltstoß während eines Herunterschaltens bei Leerlauffahrt verringert und eine zu hohe Motordrehzahl während eines Hochschaltens bei hoher Geschwindigkeit verhindert wird.

DE 197 41 182 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 02.98 802 014/716

17/22

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe, das in einem Kraftfahrzeug eingebaut ist, und insbesondere eine hydraulische Steuervorrichtung zum Steuern der Verzögerungszeit, die zwischen einer Schaltentscheidung und dem eigentlichen Schaltbeginn verstreicht.

Ein typisches Automatikgetriebe trifft automatisch eine Schaltentscheidung (-festsetzung) entsprechend einem vorgegebenen Gangschaltdiagramm, das auf der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Drosselklappenöffnung basiert. Als Reaktion auf die Schaltentscheidung führt dem Automatikgetriebe einen vorgegebenen Öldruck an hydraulische Servoeinrichtungen zum Betätigen von Kupplungen oder Bremsen (Kraftschlußelementen) zu oder nimmt den Druck von den Einrichtungen weg, wodurch der Drehmomentübertragungsweg durch einen Mehrgang-Schaltgetriebemechanismus geändert wird, um den Schaltvorgang auszuführen.

Das Schaltdiagramm ist so vorbereitet, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der ein Herunterschalten auszuführen ist, mit abnehmender Drosselklappenöffnung abnimmt. Wenn jedoch die Fahrzeuggeschwindigkeit schnell abnimmt, wie bei einer Vollbremsung, kann die Fahrzeuggeschwindigkeit während einer Öldruck-Reaktionsverzögerungszeit zwischen einer Schaltentscheidung (Schaltbefehl) und dem eigentlichen Schaltvorgang auf einen Wert abfallen, der kleiner oder gleich der Kriechgeschwindigkeit des Fahrzeugs beim gegenwärtigen Übersetzungsverhältnis (dem Gang vor dem Schalten) ist. Wenn beim Fahren im Leerlauf heruntergeschaltet wird, d. h. wenn der Antriebszustand von nicht angetrieben auf angetrieben geschaltet wird, dann tritt ein Schaltstoß auf.

In der JP-A-4-78 370 wird beispielsweise eine herkömmliche hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe offenbart, die eine Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate-Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Änderungsrate der Fahrzeuggeschwindigkeit aus einer Fahrzeuggeschwindigkeitsinformation aufweist und, wenn die Drosselklappenöffnung kleiner oder gleich einem vorgegebenen Wert und die Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate größer oder gleich einem vorgegebenen Wert ist, den Schaltvorgang durch Korrektur des vorgegebenen Fahrzeuggeschwindigkeitswerts für ein Herunterschalten in einem Gangschaltdiagramm korrigiert, d. h. die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit wird um einen vorgegebenen Beitrag erhöht.

Diese herkömmliche Vorrichtung kann verhindern, daß die Fahrzeuggeschwindigkeit beim Herunterschalten auf oder unter die Kriechgeschwindigkeit des gegenwärtigen Gangs (Übersetzungsverhältnisses) abfällt, selbst wenn eine Öldruck-Reaktionsverzögerung zwischen dem Zeitpunkt einer Schaltentscheidung und dem eigentlichen Schaltvorgang auftritt (wie bei einer Vollbremsung), wodurch der Schaltstoß verringert wird.

Die oben beschriebene herkömmliche Vorrichtung korrigiert einen Schaltpunkt im Gangschaltdiagramm nicht, wenn nicht die Drosselklappenöffnung kleiner oder gleich dem vorgegebenen Wert und die Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate (Verzögerungsrate) größer oder gleich dem vorgegebenen Wert sind. Jedoch auch wenn die Verzögerungsrate kleiner oder gleich dem vorgegebenen Wert ist, kann durch Umschalten des Antriebszustands während eines Schaltvorgangs ein Schaltstoß verursacht werden.

Die herkömmliche Vorrichtung weist außerdem einen Nachteil beim Hochschalten auf. Wenn zum Beispiel während einer Beschleunigung von einer hohen Fahrzeuggeschwindigkeit aus hochgeschaltet wird, kann die Motordrehzahl während des Schaltvorgangs auf oder über einen zulässigen Drehzahlgrenzwert ansteigen, so daß der Motorverschleiß erhöht wird.

Dementsprechend besteht eine Aufgabe der Erfindung darin, eine hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe bereitzustellen, welche die obigen Probleme löst, d. h. eine Steuervorrichtung, die ständig eine optimale Schaltsteuerung bereitstellt, indem sie die Verzögerungszeit, die zwischen einer Schaltentscheidung und dem eigentlichen Schaltbeginn (Beginn einer Drehzahländerung) verstreicht, in Übereinstimmung mit der Geschwindigkeitsänderungsrate steuert. Diese Aufgabe wird mit den Merkmalen der Ansprüche gelöst.

Erfindungsgemäß wird eine hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe bereitgestellt, die aufweist: eine Steuereinheit, die Signale von Sensoren empfängt, welche verschiedene Fahrbedingungen des Fahrzeugs erfassen, und die ein Gangschaltdiagramm einschließt; einen Hydraulikkreislauf zur Steuerung der Zufuhr und Wegnahme von Öldruck zu/von mehreren hydraulischen Servoeinrichtungen; und einen Mehrgang-Schaltgetriebemechanismus, der einen Schaltvorgang durch Verändern des Drehmomentübertragungsweges unter Verwendung von Kraftschlußelementen ausführt, die durch die hydraulischen Servoeinrichtungen eingerückt und ausgerückt werden. Die Steuereinheit trifft auf der Basis einer Schaltlinie im Gangschaltdiagramm eine Schaltentscheidung, so daß die Öldruckzufuhr zu einer vorgegebenen hydraulischen Servoeinrichtung im Hydraulikkreis geschaltet wird, um den Drehmomentübertragungsweg in dem Mehrgang-Schaltgetriebemechanismus zu ändern. Die Steuereinheit weist auf: eine Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate-Berechnungseinrichtung zum Berechnen der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate und eine Verzögerungszeit-Steuereinrichtung zum Steuern der Verzögerungszeit zwischen der Schaltentscheidung und dem Beginn des eigentlichen Schaltvorgangs, d. h. diese Einrichtung steuert den Startzeitpunkt der Öldruckzufuhr zu der vorgegebenen hydraulischen Servoeinrichtung entsprechend der von der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate-Berechnungseinrichtung berechneten Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate, so daß der Schaltbeginnzeitpunkt ein Sollwert wird.

Folglich ist die erfindungsgemäße hydraulische Steuervorrichtung in der Lage, einen Schaltvorgang immer mit einer optimalen, angestrebten Zeitsteuerung zu beginnen, indem sie die Verzögerungszeit, die von der Geschwindigkeitsänderung unabhängig ist, entsprechend der Geschwindigkeitsänderungsrate steuert.

Die Verzögerungszeitsteuereinrichtung weist vorzugsweise eine Schaltlinienkorrekturseinrichtung zur Korrektur der Schaltlinie im Gangschaltdiagramm entsprechend der Geschwindigkeitsänderungsrate auf. Die hydraulische Steuervorrichtung ist dadurch in der Lage, einen Schaltvorgang zum richtigen Zeitpunkt durch eine ziemlich einfache Änderung in der hydraulischen Steuereinrichtung zu beginnen.

Außerdem weist die Verzögerungszeitsteuereinrichtung vorzugsweise eine Öldruckkorrekturseinrichtung zur Korrektur der Öldruckzufuhr zu der hydraulischen Servoeinrichtung entsprechend der Geschwindigkeitsänderungsrate auf, so daß die hydraulische Steuervor-

richtung in der Lage ist, einen Schaltvorgang, wenn dieser angebracht ist, einfach durch geeignetes Steuern von Linearmagnetventilen oder dergleichen einzuleiten, ohne das Gangschaltdiagramm korrigieren zu müssen.

Die Schaltlinienkorrekturereinrichtung korrigiert vorzugsweise die Herunterschaltlinie für die Schaltentscheidung während eines Herunterschaltens bei Leerlaufahrt. Durch Korrektur der Herunterschaltlinie entsprechend der Verzögerung (Geschwindigkeitsminde rungsrate) kann die hydraulische Steuervorrichtung einen Schaltvorgang beginnen, wenn dieser bei irgendeinem Herunterschaltvorgang während einer Leerlaufahrt angebracht ist, wodurch eine Umschaltung des Antriebszustandes und zu starkes Abbremsen des Motors und damit Schaltstöße verhindert werden.

Die Schaltlinienkorrekturereinrichtung korrigiert außerdem vorzugsweise die Hochschaltlinie für die Schaltentscheidung während eines Hochschaltvorgangs. Durch Korrektur der Hochschaltlinie entsprechend der Beschleunigung (Geschwindigkeitserhöhungsrate) kann die hydraulische Steuervorrichtung eine Hochschaltverzögerung und dadurch einen unerwünschten Anstieg der Motordrehzahl verhindern und auf diese Weise den Verschleiß des Motors verringern, der andernfalls durch eine zu hohe Motordrehzahl verursacht würde.

Die Verzögerungszeit wird vorzugsweise mit einer Korrektur berechnet, die auf der aktuellen Verzögerungszeit basiert, welche aus dem vorhergehenden Schaltvorgang entnommen wird. Auf diese Weise kann die hydraulische Steuervorrichtung aufgrund gegenwärtiger Informationen stets eine angemessene Verzögerungszeit einstellen, indem sie den Einfluß des Qualitätsverlustes mit der Alterung eliminiert.

Die Verzögerungszeit wird vorzugsweise durch einen Lernvorgang eingestellt, der auf einer akkumulierten, tatsächlich festgestellten Verzögerungszeit basiert. Die hydraulische Steuervorrichtung kann stets eine angemessene Verzögerungszeit einstellen, indem sie den Einfluß von Störungen eliminiert, die durch ungewöhnliche Bedingungen verursacht werden.

In einer anderen bevorzugten Ausführungsform wird die Verzögerungszeit auf der Basis von Daten eingestellt, die dem Ölreibungswiderstand entsprechen. Durch Feineinstellung der Verzögerungszeit auf diese Weise kann die hydraulische Steuervorrichtung die durch den obenerwähnten Lernvorgang erreichte Genauigkeit verbessern und außerdem selbst in einem Fall, wo die Daten direkt aus dem Speicher ausgelesen werden, eine angemessene Verzögerungszeit einstellen.

Ferner sind die Daten, die dem Ölreibungswiderstand entsprechen, vorzugsweise Ölttemperaturwerte. Durch Feineinstellung der Verzögerungszeit auf diese Weise kann die hydraulische Steuervorrichtung die durch den obenerwähnten Lernvorgang erreichte Genauigkeit verbessern und außerdem selbst bei Verwendung von Daten, die direkt aus dem Speicher ausgelesen werden, eine angemessene Verzögerungszeit einstellen.

Im folgenden wird die Ausführung der Erfindung kurz beschrieben. Bei hoher Verzögerungsrate (Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate), wie z. B. bei einer Vollbremsung oder dergleichen, korrigiert die erfindungsge-mäße Vorrichtung eine Herunterschaltlinie in der Weise, daß eine frühere Schaltentscheidung getroffen wird, oder erhöht die Oldruckzufuhr zu dem gegenwärtig arbeitenden hydraulischen Servoeinrichtungen entsprechend der Verzögerung, um die Verzögerungszeit einschließlich einer Kollenspielausgleichzeit so zu steuern, daß der Schaltvorgang zu einem angemessenen Soll-

zeitpunkt beginnt. Die Vorrichtung startet dadurch den Schaltvorgang unmittelbar bevor die Drehzahl der Antriebswelle niedriger wird als die Motordrehzahl, so daß ein stoßfreies Schalten ohne Änderung des Antriebszu standes erreicht wird.

Bei hoher Beschleunigungsrate (Geschwindigkeitsänderungsrate), z. B. im Fall eines Hochschaltens während einer Beschleunigung von einer hohen Geschwindigkeit aus, korrigiert die Vorrichtung eine Hochschaltlinie, um eine frühere Schaltentscheidung zu erreichen, oder erhöht die Oldruckzufuhr zu den gegenwärtig arbeiten den hydraulischen Servoeinrichtungen entsprechend der Beschleunigung, um die Verzögerungszeit zu steuern. Das Automatikgetriebe führt dadurch einen Hochschaltvorgang aus und verringert folglich die Motordrehzahl, bevor die Motordrehzahl über einen normalen Motordrehzahlbereich ansteigt.

Die vorstehenden und weitere Aufgaben, Merkmale und Vorteile der Erfindung gehen aus der folgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen anhand der beigefügten Zeichnungen hervor. Dabei zeigen:

Fig. 1 ein Blockschaltbild, das den elektronischen Teil der Steuervorrichtung einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung dargestellt;

Fig. 2 eine schematische Darstellung des Hydraulik kreis-Teils einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3 eine grafische Darstellung der Parameter der Motordrehzahl und des Stelldrucks in Abhängigkeit von der Zeit bei einem Herunterschalten in Leerlaufahrt;

Fig. 4 ein Ablaufdiagramm einer Steueroutine für ein Herunterschalten in Leerlaufahrt;

Fig. 5 einen Teil eines Schaltdiagramms, das bei der in Fig. 4 dargestellten Steueroutine verwendet wird;

Fig. 6 eine grafische Darstellung des Stelldrucks in Abhängigkeit von der Zeit, welche die Zeit zum Ausgleich des Kollenspiels anzeigen;

Fig. 7 eine Tabelle, die den Lernvorgang für Öltemperaturen darstellt;

Fig. 8 ein Ablaufdiagramm einer Steueroutine für ein Hochschalten bei hoher Geschwindigkeit;

Fig. 9 einen Teil eines Schaltdiagramms, das bei der in Fig. 8 dargestellten Steueroutine benutzt wird;

Fig. 10a und 10b Diagramme für Geschwindigkeiten und Stelldrücke in Abhängigkeit von der Zeit bei einem Hochschalten bei hoher Geschwindigkeit; und

Fig. 11 ein Ablaufdiagramm einer Steueroutine, in welchem der Zeitpunkt der Schaltentscheidung fixiert ist und die Oldruckzufuhr geändert wird.

Nachstehend werden bevorzugte Ausführungsformen der Erfindung anhand der beigefügten Zeichnungen ausführlich beschrieben.

Das gemäß der vorliegenden Erfindung gesteuerte Automatikgetriebe weist den üblichen automatischen Schaltmechanismus auf (nicht dargestellt), der viele Kraftschlußelemente aufweist, wie z. B. Kupplung und Bremsen. Durch geeignetes Einrücken und Ausrücken der Kraftschlußelemente ändert das Automatikgetriebe den Übertragungsweg durch ein Mehrgangschaltgetriebe, das Planetengetriebe und dergleichen aufweist. Die Antriebswelle des automatischen Schaltmechanismus ist durch einen Drehmomentwandler mit der Abtriebswelle eines Motors verbunden. Die Abtriebswelle des automatischen Schaltmechanismus ist mit Antriebsrädern verbunden.

Fig. 1 zeigt ein Blockschaltbild, das den elektronischen Steuerteil der erfindungsgemäßen Steuereinrichtung dargestellt. Eine Steuereinheit 1 in Form eines Mi-

koprozessors empfängt Signale von einem Motordrehzahlsensor 2, einem Drosselklappenöffnungssensor 3, einem Getriebeantriebswellen-Drehzahlsensor (= Turbinendrehzahlsensor) 5 und einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor (= Drehzahlsensor der Abtriebswelle des Automatikgetriebes) 6. Die Steuereinheit 1 gibt ihrerseits Steuersignale an Linearmagnetventile SLS, SLU eines Hydraulikkreises aus. Die elektronische Steuereinheit 1 weist auf: einen Speicher 1d, ein in dem Speicher 1d abgelegtes Schaltdiagramm 1c, eine Einrichtung 1a zum Berechnen einer Geschwindigkeitsänderung pro Zeiteinheit, d. h. einer Geschwindigkeitsänderungsrate (Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate) auf der Basis von Signalen vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 6 (oder vom Abtriebswellendrehzahlsensor 5) sowie eine Verzögerungszeitsteuereinrichtung, wie z. B. (1) eine Schaltlinienkorrektoreinrichtung zum Korrigieren einer Schaltlinie des Schaltdiagramms entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate oder (2) eine Einrichtung zur Änderung der Öldruckzufuhr, um eine für den Ausgleich des Spiels der Servokolben eingestellte Zeit, d. h. eine Kolbenverlustzeit, entsprechend der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate zu verändern.

Fig. 2 zeigt eine schematische Darstellung eines Hydraulikkreises 8, der zwei Linearmagnetventile SLS, SLU und mehrere hydraulische Servoeinrichtungen 9, 10 zum Einrücken und Ausrücken mehrerer Kraftschlußelemente (Kupplungen und Bremsen) aufweist, die den Drehmomentübertragungsweg durch Planetengetriebesätze des automatischen Schaltmechanismus ändern, um fünf Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang bereitzustellen. Die Eingangskanäle a<sub>1</sub>, a<sub>2</sub> der Linearmagnetventile SLS, SLU werden mit einem Magnetventilmodulatordruck gespeist. Die Linearmagnetventile SLS, SLU führen einen Steuerdruck von ihren Ausgangskanälen b<sub>1</sub>, b<sub>2</sub> den Steuerdruckkammern 11a, 12a von Drucksteuerventilen 11, 12 zu. Die Eingangskanäle 11b, 12b der Drucksteuerventile 11, 12 werden mit Leistungsdruck gespeist. Der geregelte Druck, der entsprechend dem Steuerdruck verändert wird, wird von Ausgangskanälen 11c bzw. 12c der Drucksteuerkanäle 11 bzw. 12 über Schaltventile 13 bzw. 15 den entsprechenden hydraulischen Servoeinrichtungen 9 bzw. 10 zugeführt.

Der oben beschriebene Hydraulikkreis 8 soll lediglich die Grundstruktur veranschaulichen, und die hydraulischen Servoeinrichtungen 9, 10 sowie die Schaltventile 13, 15 sind lediglich zur Erläuterung dargestellt. In der Praxis weist der Hydraulikkreis viele hydraulische Servoeinrichtungen, deren Anzahl dem Typ des automatischen Schaltmechanismus entspricht, und daher viele Schaltventile zum Schalten der Öldruckzufuhr zu den hydraulischen Servoeinrichtungen auf.

Ein "Herunterschalten bei Leerlaufahrt", wie der Begriff hier verwendet wird, bezieht sich auf ein Herunterschalten, das durch den automatischen Schaltmechanismus entsprechend dem Schaltdiagramm ausgeführt wird, wenn ein Fahrer das Gaspedal losläßt und die Fahrzeuggeschwindigkeit im D-Bereich oder dergleichen verringert, ohne den Schalthebel zu betätigen, mit oder ohne Betätigung des Bremspedals. Fig. 3 zeigt ein Herunterschalten bei Leerlaufahrt gemäß der vorliegenden Erfindung.

Wenn eine Herunterschaltlinie des in einem Festwertspeicher (ROM) der Steuereinheit 1 gespeicherten Schaltdiagramm 1c geschnitten wird, beispielsweise die 3-2-Herunterschaltlinie, gibt die Steuereinheit 1 ein Schaltentscheidungssignal aus. Das Herunterschalten

(z. B. das 3-2-Herunterschalten) wird durch Ausrücken einer vierten Bremse (B4) und Einrücken einer fünften Bremse (B5) ausgeführt. Als Reaktion auf das Schaltentscheidungssignal wird unverzüglich ein vorgegebener Öldruck (Servokolbenspiel-Ausgleichdruck) der hydraulischen Servoeinrichtung auf der Einrückseite (z. B. der hydraulischen Servoeinrichtung 10) zugeführt. Dadurch wird der Kolben der hydraulischen Servoeinrichtung in eine Position bewegt, die ein wenig vor der Position liegt, wo der Kolben das Kraftschlußelement (B5) berührt, um dieses Element in Eingriff mit der dort hindurchgehenden Drehmomentübertragung zu bringen. Während dieser Kolbenspiel-Ausgleichoperation wird der Öldruck an der hydraulischen Servoeinrichtung auf der Ausrückseite (z. B. der hydraulischen Servoeinrichtung 9) auf einem Druck gehalten, der das Kraftschlußelement (B4) in Eingriff hält. Diese Steueroberation wird hier als "Kolbenspielausgleichsteuerung" (1) bezeichnet.

Anschließend wird, während der Ausrücköldruck vermindert wird, der Einrücköldruck mit einem vorgegebenen Ablenk- bzw. Anstiegswinkel erhöht, um eine Drehmomentphasensteuerung (2) auszuführen. Diese Drehmomentphasensteuerung erhält die Übertragung des Drehmoments durch das Kraftschlußelement auf der Ausrückseite aufrecht und erhöht allmählich die Drehmomentübertragung durch das Kraftschlußelement auf der Einrückseite, so daß sich das Drehmomentzuteilungsverhältnis ohne Drehzahländerung verändert. Wenn dann die Drehmomentübertragungskapazität des Kraftschlußelements auf der Einrückseite zunimmt, so daß sich die Drehzahl der Antriebswelle ändert (d. h. der Schaltvorgang beginnt), dann wird die Trägheitsphasensteuerung (3) gestartet. Die Trägheitsphasensteuerung treibt den Einrücköldruck mit einer geringen Steigung nach oben und läßt den Ausrücköldruck ab, so daß das Kraftschlußelement auf der Ausrückseite ausgerückt wird.

Die Steuerung des Ausrücköldrucks wird durch das Linearmagnetventil SLU ausgeführt, das als Reaktion auf ein Signal von der Steuereinheit 1 betätigt wird. Der Steuerdruck vom Linearmagnetventil SLU regelt seitens des Druck am Drucksteuerventil 11. Der Einrücköldruck wird als Reaktion auf ein Signal von der Steuereinheit 1 durch das Linearmagnetventil SLS gesteuert. Der Steuerdruck vom Linearmagnetventil SLS regelt das Drucksteuerventil 12. Auf diese Weise werden der Öldruck auf der Ausrückseite und der Öldruck auf der Einrückseite durch elektrische Signale von der Steuereinheit geregelt und gesteuert.

Wenn bei niedriger Verzögerungsrate (Geschwindigkeitsminderungsrate) ein Herunterschalten bei Leerlaufahrt ausgeführt wird, wie z. B., wenn das Bremspedal leicht oder gar nicht betätigt wird, dann sind die Minderungsarten der Motordrehzahl und der Antriebswellendrehzahl während der Kolbenspielausgleichsteuerung (1) und der Drehmomentphasensteuerung (2) niedrig, und zum Zeitpunkt des Schaltbeginns, d. h. zu Beginn der Trägheitsphase, besteht der nicht angetriebene Zustand, in dem die Drehzahl der Antriebswelle größer ist als die Motordrehzahl. Das Herunterschalten wird daher in einem nicht angetriebenen Zustand ausgeführt. Wenn jedoch zum Zeitpunkt eines Schaltbeginns eine große Differenz zwischen der Antriebswellendrehzahl und der Motordrehzahl besteht, ergibt sich eine starke Motorbremswirkung, die einen Stoß verursacht.

Wenn umgekehrt die Verzögerungsrate (Geschwindigkeitsminderungsrate) hoch ist, wie z. B., wenn das

Bremspedal stark getreten wird, dann wird die Minderungsrate der Antriebswellendrehzahl erheblich größer als die Minderungsrate der Motordrehzahl, so daß während der Kolbenspielausgleichsteuerung (1) oder während der Drehmomentphasensteuerung (2), die dem Zeitpunkt des Schaltbeginns voraus gehen, ein Zustand erreicht wird, in welchem die Antriebswellendrehzahl niedriger ist als die Motordrehzahl, d. h. der angetriebene Zustand, in dem das Motordrehmoment auf die Räder übertragen wird. Demgemäß erfolgt beim Herunterschalten ein Übergang vom angetriebenen Zustand zur Trägheitsphase, in der wegen des Umschaltens des automatischen Schaltmechanismus in einen niedrigeren Gang (z. B. vom dritten zum zweiten Gang) die Antriebswellendrehzahl zunimmt, so daß wieder der nicht angetriebene Zustand hergestellt wird. Dieses Umschalten des Getriebezustands während eines Herunterschaltens bei Leerlauffahrt vom nicht angetriebenen Zustand in den angetriebenen Zustand und dann zurück in den nicht angetriebenen Zustand verursacht Stöße, die der Fahrer fühlen kann.

Daher ist es wünschenswert, ein Herunterschalten zu beginnen, unmittelbar bevor die Drehzahl der Antriebswelle niedriger als die Motordrehzahl wird (zum Sollzeitpunkt). Obwohl die obige Beschreibung auf einem sogenannten Kupplung-zu-Kupplung-Schaltvorgang basiert, wie z. B. auf dem Herunterschalten vom dritten zum zweiten Gang, wobei ein Kraftschlußelement ausgerückt und ein anderes Kraftschlußelement eingerückt wird, ist die erfundsgemäße Steuerung des Herunterschaltens bei Leerlauffahrt auch auf einen Herunterschaltvorgang anwendbar, bei dem eine Freilaufkupplung und ein sprunghafte Herunterschalten verwendet werden, wie z. B. das Schalten vom dritten zum ersten Gang.

Nachstehend wird anhand des Ablaufdiagramms von Fig. 4 für das Herunterschalten bei Leerlauffahrt eine erste Ausführungsform der Erfindung beschrieben. Die Steuerung beginnt mit dem Einlesen eines Getriebegangs, z. B. des dritten Gangs, der gegenwärtig durch den automatischen Schaltmechanismus gehalten wird (S1). Dann stellt die Steuereinheit 1 fest, ob der Fahrzustand ein Leerlauffahrt-Zustand ist, d. h. ob die Motordrehzahl niedriger ist als die Antriebswellendrehzahl (S2). Wenn kein Leerlauffahrt-Zustand besteht, z. B. wenn das Gaspedal zum Beschleunigen getreten wird (Drehmomentanforderung), dann wird die Steuerung in einem normalen Modus entsprechend dem Schaltdiagramm ausgeführt (S3). Wird eine Leerlauffahrt festgestellt, dann führt die Steuereinheit 1 die erfundsgemäße Verzögerungszeitsteuerung aus.

Bei der Verzögerungszeitsteuerung wählt die Steuereinheit 1 auf der Basis der gegenwärtigen Drosselklappenöffnung  $\Theta$  und der gegenwärtigen Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  aus einem im Festwertspeicher (ROM) der Steuereinheit 1 gespeicherten Schaltdiagramm eine Herunterschaltlinie NA aus, wie in Fig. 5 dargestellt. Die ausgewählte Herunterschaltlinie NA ist die gleiche wie die Herunterschaltlinie, die aus dem Schaltdiagramm für die Steuerung im normalen Modus ausgewählt worden wäre. Dann berechnet die Steuereinheit 1 auf der Basis des Signals vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 6 (oder vom Drehzahlsensor 5 der Antriebswelle) die Verzögerungsrate (Drehzahländerung der Abtriebswelle)  $\Delta N_0$  aus der Differenz zwischen der erfaßten Abtriebswellendrehzahl  $N_1$  und der Abtriebswellendrehzahl  $N_2$ , die um eine vorgegebene Zeitspanne vorher auftritt (z. B. einen Takt vorher) ( $\Delta N_0 = N_1 - N_2$ )

–  $N_2/s$ ) (S5). Die Steuereinheit 1 berechnet außerdem eine Kolbenspielausgleichzeit  $T$  auf der Basis der Zeitdauer  $T_A$  für die Kolbenspielausgleichsteuerung (1), die für diesen speziellen automatischen Schaltmechanismus getrennt bestimmt wird, und berechnet einen Korrekturwert  $\Delta T$ , welcher der Zeit entspricht, die zwischen der Schaltentscheidung und dem Ende der Drehmomentphase während des vorhergehenden Herunterschaltens verstreicht ( $T = T_A + \Delta T$ ) (S5).

Dann berechnet die Steuereinheit 1 die Fahrzeuggeschwindigkeit (Abtriebswellendrehzahl) NB auf der Basis (1) einer zeitlich vorverlegten Herunterschaltlinie, die aus der Fahrzeuggeschwindigkeit (Abtriebswellendrehzahl) NA berechnet wird, welche ihrerseits auf der normalen, aus dem Schaltdiagramm ausgewählten Herunterschaltlinie basiert, (2) der berechneten Kolbenspielausgleichzeit  $T$  und (3) der berechneten Verzögerung  $\Delta N_0$ :  $NB = NA + (T \cdot \Delta N_0)$  (S6). Wenn die vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 6 erfaßte Abtriebswellendrehzahl  $N_0$  niedriger wird als die auf der berechneten Herunterschaltlinie basierende Abtriebswellendrehzahl NB (S7), d. h. wenn sie die berechnete Herunterschaltlinie schneidet, wie durch den Pfeil D in Fig. 5 angedeutet, dann wird die Steuerung des Herunterschaltens gemäß der obigen Beschreibung ausgeführt (S8). Das heißt, das Herunterschalten wird durch die Kolbenspielausgleichsteuerung (1), die Drehmomentphasensteuerung (2) und die Trägheitsphasensteuerung (3) ausgeführt, wie in Fig. 3 angezeigt.

Daher veranlaßt auch bei hoher Verzögerungsrate, wie z. B. bei einer Vollbremsung, die Steuereinheit 1 eine zeitliche Vorverlegung der Herunterschaltlinie entsprechend der Verzögerungsrate, so daß eine Schaltentscheidung bei relativ hoher Fahrzeuggeschwindigkeit (Abtriebswellendrehzahl) getroffen wird. Die auf diese Weise getroffene Schaltentscheidung stellt den Schaltbeginnzeitpunkt, dem die Verzögerungszeitspanne einschließlich der Kolbenspielausgleichzeit und der Drehmomentphasensteuerungszeit vorausgeht, auf einen Zeitpunkt (Sollwert) ein, der unmittelbar vor dem Absinken der Antriebswellendrehzahl unter die Motordrehzahl (dem nicht angetriebenen Zustand) liegt. Die Steuerung des Herunterschaltens bei Leerlauffahrt ergibt folglich einen glatten Schaltvorgang ohne Schaltstoß.

Nachstehend wird anhand von Fig. 6 die Einstellung der Kolbenspielausgleichzeit  $T$  beschrieben. Die Steuereinheit 1 berechnet die Zeit  $T_1$ , die zwischen der Schaltentscheidung und dem Zeitpunkt des Schaltbeginns verstreicht, der als vorgegebene Drehzahländerung (Erhöhung) ermittelt wird, die durch den Abtriebswellen-Drehzahlsensor 5 erfaßt wird. Die Kolbenspielausgleichzeit  $T$  wird berechnet, indem eine vorher festgesetzte Drehmomentphasensteuerungszeit  $T_2$  von der Zeit  $T_1$  subtrahiert wird ( $T = T_1 - T_2$ ). Entsprechend der aktuellen Kolbenspielausgleichzeit  $T$  wird ein Korrekturwert  $\Delta T$  eingestellt und im Schritt S5 zur Bestimmung einer Kolbenspielausgleichzeit für den nächsten Schaltvorgang verwendet. Was die Drehmomentphasensteuerungszeit  $T_2$  betrifft, so ist die Zeit  $T_2$  eine vorgegebene, vom Antriebsdrehmoment und dergleichen unabhängige Zeit, da der Anstiegswinkel während der Drehmomentphase auf der Basis des Antriebsdrehmoments so gesteuert wird, daß der Schaltbeginnzustand in einer vorgegebenen Zeit erreicht wird. Die Kolbenspielausgleichzeit  $T_A$  wird für jeden einzelnen automatischen Schaltmechanismus annähernd vorgegeben.

Die Verzögerungszeit einschließlich der Kolbenspiel-

ausgleichzeit kann durch einen in Fig. 7 dargestellten Lernvorgang in bezug auf einen Wert, welcher dem Ölreibungswiderstand entspricht, beispielsweise die Öltemperatur, genauer eingestellt werden. Das heißt, die Werte  $T_1, \dots$  der Verzögerungszeit zwischen der Schaltentscheidung und dem Schaltbeginn werden entsprechend verschiedenen Ölturbereichen voreingestellt, z. B. entsprechend 0 bis 80 Grad, 80 bis 100 Grad, 100 bis 120 Grad, und als Anfangswerte im Speicher abgelegt. Das erste Herunterschalten bei Leerlaufahrt wird auf der Basis des Anfangswertes ausgeführt, welcher der gegenwärtigen Öltemperatur entspricht, und die Verzögerungszeitwerte  $T_2, T_3, \dots$ , die für die nachfolgenden Schaltvorgänge beim Herunterschalten bei Leerlaufahrt tatsächlich festgestellt werden, werden als Daten entsprechend den Ölturbereichen gespeichert. Dann wird die Verzögerungszeit  $T_1$  auf der Grundlage des akkumulierten Mittelwerts bestimmt. Zum Beispiel wird die Verzögerungszeit  $T_1$  für das fünfte Herunterschalten bei Leerlaufahrt auf der Basis des Mittelwerts der zweiten, dritten und vierten Verzögerungszeitwerte bestimmt. Die Verzögerungszeit einschließlich der Kolbenspielausgleichzeit wird auf diese Weise durch einen Lernvorgang ermittelt und ständig aktualisiert.

Es ist auch möglich, die den Ölturbereichen entsprechenden Werte der Kolbenspielausgleichzeit ebenso wie im Falle der Verzögerungszeit-Anfangswerte in einem Speicher, wie z. B. einem Flash-ROM oder EEPROM, so zu speichern, daß die Steuerung des Herunterschaltens bei Leerlaufahrt auf der Basis der entsprechend den Öltemperaturen eingestellten Werte der Kolbenspielausgleichzeit ohne Lernvorgang erfolgt.

Nachstehend wird anhand von Fig. 8 bis 10 die Steuerung für ein Hochschalten während einer Beschleunigung von einer hohen Geschwindigkeit aus beschrieben. Wie in dem Ablaufdiagramm von Fig. 8 dargestellt, beginnt die Steuerung des Hochschaltens bei hoher Geschwindigkeit mit dem Einlesen des gegenwärtigen Gangs (z. B. des 4. Gangs) (S10). Die Steuereinheit 1 wählt dann aus einem Schaltdiagramm eine Hochschaltlinie NA aus (z. B. die Hochschaltlinie vom 4. zum 5. Gang) (S11). Dann berechnet die Steuereinheit eine Beschleunigungsrate (Drehzahländerung der Abtriebswelle)  $\Delta N_0$  aus der Differenz zwischen dem erfaßten Wert  $N_1$  vom Abtriebswellen-Drehzahlsensor 6 und der Abtriebswellendrehzahl  $N_2$ , die eine vorgegebene Zeit vorher auftritt (z. B. einen Takt vorher) ( $\Delta N_0 = N_1 - N_2/s$ ) (S12). Außerdem berechnet die Steuereinheit 1, ebenso wie in der oben beschriebenen Ausführungsform, eine Kolbenspielausgleichzeit  $T$  auf der Basis der Zeitdauer  $T_A$  für die Kolbenspielausgleichsteuerung (1), die für jeden einzelnen automatischen Schaltmechanismus spezifisch ist, sowie eines Korrekturwertes  $\Delta T$ , welcher der Zeit entspricht, die zwischen der Schaltentscheidung und dem Ende der Drehmomentphase des vorhergehenden Hochschaltens verstreicht ( $T = T_A + \Delta T$ ) (S12).

Dann berechnet die Steuereinheit 1 die Fahrzeuggeschwindigkeit (Abtriebswellendrehzahl) NB auf der Basis (1) einer zeitlich vorverlegten Hochschaltlinie, die aus der Fahrzeuggeschwindigkeit NA berechnet wird, welche ihrerseits auf der normalen Hochschaltlinie aus dem Schaltdiagramm basiert, (2) der Kolbenspielausgleichzeit  $T$  und (3) der Beschleunigungsrate  $\Delta N_0$  ( $N_B = N_A + (T \cdot \Delta N_0)$ ) (S13). Wenn die vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 6 erfaßte Abtriebswellendrehzahl  $N_0$  höher wird als die Abtriebswellendrehzahl NB, die

auf der zeitlich vorverlegten Hochschaltlinie basiert (S14), d. h. wenn sie die zeitlich vorverlegte Hochschaltlinie schneidet, wie durch den Pfeil E in Fig. 9 angedeutet, dann wird die Hochschaltsteuerung ausgeführt (S15). Die Hochschaltsteuerung wird beispielsweise durch Einrücken der zweiten Kupplung (C2) und Ausrücken der zweiten Bremse (B2) ausgeführt, um die erste Freilaufkupplung (F1) auszurücken. Der Einrücköldruck wird durch die Kolbenspielausgleichsteuerung, die Drehmomentphasensteuerung und die Trägheitsphasensteuerung gesteuert, wie oben beschrieben.

Wenn die Beschleunigungsrate während der Hochschaltsteuerung niedrig ist, wie in Fig. 10a dargestellt, dann sind auch der Anstieg der Motordrehzahl und der Anstieg der Antriebswellendrehzahl niedrig, und zu Beginn des Schaltvorgangs (zu Beginn der Trägheitsphase) nehmen die Motordrehzahl und die Antriebswellendrehzahl ab. Folglich wird die Motordrehzahl eine zulässige Drehzahl (oberer Grenzwert) nicht übersteigen. Wenn umgekehrt die Beschleunigung hoch ist, wie in Fig. 10b dargestellt, dann sind auch die Anstiege der Motordrehzahl und der Antriebswellendrehzahl hoch. Wenn daher eine Schaltentscheidung auf der Grundlage der normalen Hochschaltlinie NA getroffen wird, dann kann der Hochschaltvorgang, der nach der Verzögerungszeit  $T_1$  einschließlich der Kolbenspielausgleichzeit  $T$  und der Drehmomentphasensteuerungszeit tatsächlich beginnt, unter Umständen nicht rechtzeitig eine Geschwindigkeitsminderung erreichen. Das heißt, die Motordrehzahl (und die Antriebswellendrehzahl) können den oberen Grenzwert des zulässigen Bereichs übersteigen.

Um einen solchen Vorfall zu vermeiden (bei dem die Motordrehzahl über den zulässigen Drehzahlbereich ansteigt), wird die zeitlich vorverlegte Hochschaltlinie NB so eingestellt, daß die Schaltentscheidung entsprechend der Beschleunigung früher (bei einer relativ niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeit) getroffen wird. Dadurch wird trotz der Reaktionsverzögerung der Verzögerungszeit  $T_1$  das Hochschalten zum Zeitpunkt des Schaltbeginns (zum Sollzeitpunkt) ausgeführt, solange die Motordrehzahl innerhalb des zulässigen Drehzahlbereichs verbleibt. Es dürfte einleuchtend sein, daß die Kolbenspielausgleichzeit  $T$  ebenso wie in der oben beschriebenen Ausführungsform auf der Grundlage eines Lernvorgangs oder auf der Grundlage der Öltemperatur eingestellt werden kann.

Obgleich die obigen Ausführungsformen eine frühere Schaltentscheidung treffen, indem die Schaltlinie zeitlich vorverlegt wird, um die Verzögerungszeit  $T_1$  einschließlich der Kolbenspielausgleichzeit  $T$  und dergleichen zu kompensieren, kann gemäß der in Fig. 11 dargestellten Ausführungsform die uneffektive Zeit verändert werden, während der Zeitpunkt der Schaltentscheidung unverändert bleibt. Wie in den obigen Ausführungsformen berechnet die Steuereinheit 1 zuerst eine Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate (Verzögerung oder Beschleunigung)  $\Delta N_0$  aus der Differenz zwischen der gegenwärtigen Abtriebswellendrehzahl  $N_1$ , die vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 6 erfaßt wird, und der Abtriebswellendrehzahl  $N_2$ , die eine vorgegebene Zeit vorher auftritt (S20). Auf der Basis der Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate berechnet die Steuereinheit 1 die Verzögerungszeit  $T_{12}$ , die zwischen der gegenwärtigen Schaltentscheidung und dem Schaltbeginn verstreicht (S21). Die Steuereinheit 1 berechnet außerdem eine Abweichung  $\Delta T$  zwischen der früheren Verzögerungszeit  $T_{11}$  und der gegenwärtig berechneten Ver-

zögerungszeit  $T_{12}$  ( $\Delta T = T_{12} - T_{11}$ ) (S21) Dann berechnet die Steuereinheit 1 einen Öldruckkorrekturwert AP für die Kolbenspielausgleichsoperation während des gegenwärtigen Schaltvorgangs aus der Abweichung  $\Delta T$  und einem Koeffizienten K ( $\Delta P = K \cdot \Delta T$ ) (S22). Ein Öldruck P für den Ausgleich des Kolbenspiels während des gegenwärtigen Schaltvorgangs wird aus dem Öldruck  $P_A$  für den vorhergehenden Schaltvorgang und dem Korrekturwert  $\Delta P$  berechnet ( $P = P_A + \Delta P$ ) (S23). Dadurch stellt die Steuereinheit 1, wenn beispielsweise die Verzögerung oder die Beschleunigung hoch ist, einen hohen Öldruck P entsprechend der Verzögerung (oder Beschleunigung) ein, um die Kolbenspielausgleichsoperation so zu beschleunigen, daß der Schaltvorgang auch dann zum Sollzeitpunkt beginnt, wenn die Schaltentscheidung entsprechend dem Schaltdiagramm getroffen wird.

## Patentansprüche

1. hydraulische Steuervorrichtung für ein automatisches Fahrzeuggetriebe, welche aufweist:  
einen Hydraulikkreis zur Steuerung der Öldruckzufuhr zu mehreren hydraulischen Servoeinrichtungen und zur Weggabe des Öldrucks als Reaktion auf Steuersignale; 25  
einen Mehrganggetriebe-Schaltmechanismus, der einen Drehmomentübertragungsweg zwischen mehreren Getriebestufen durch Steuerung der mehreren hydraulischen Servoeinrichtungen ändert, um mehrere Kraftschlußelemente selektiv einzurücken und auszurücken;  
eine Steuereinheit zum Empfang von Erfassungssignalen von Sensoren, die verschiedene Fahrbedingungen des Fahrzeugs erfassen, zu denen die Fahrzeuggeschwindigkeit gehört, um auf der Basis einer Schaltlinie in einem Gangschaltdiagramm, das in einem Speicher abgelegt ist, eine Schaltentscheidung zu treffen und entsprechend der Schaltentscheidung die Steuersignale für den Hydraulikkreis zu erzeugen, wobei der Hydraulikkreis als Reaktion auf die Steuersignale die Ölzufluhr zu mindestens einer der mehreren hydraulischen Servoeinrichtungen auslöst, wobei die Steuereinheit aufweist: 35  
eine Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate-Berechnungseinrichtung zum Berechnen einer Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate; und eine Verzögerungszeit-Steuereinrichtung zum Steuern einer Verzögerungszeitspanne, die zum Zeitpunkt der Schaltentscheidung beginnt und mit einem Schaltbeginn durch Auslösen der Öldruckzufuhr zu der einen hydraulischen Servoeinrichtung endet, entsprechend der durch die Geschwindigkeitsänderungsrate-Berechnungseinrichtung berechneten Fahrzeuggeschwindigkeitsänderungsrate, so daß der Schaltbeginn zu einem Zeitpunkt auftritt, der einem Sollzeitpunkt entspricht. 55
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Verzögerungszeitsteuereinrichtung eine Schaltlinienkorrektureinrichtung zum Korrigieren der Schaltlinie im Gangschaltdiagramm entsprechend der berechneten Geschwindigkeitsänderungsrate ist. 60
3. Vorrichtung nach Anspruch 1, wobei die Verzögerungszeitsteuereinrichtung eine Öldruckkorrektureinrichtung zum Korrigieren einer Öldruckzufuhr zu der einen hydraulischen Servoeinrichtung entsprechend der berechneten Geschwindigkeits- 65

änderungsrate ist

4. Vorrichtung nach Anspruch 2, wobei die Schaltlinienkorrektur einrichtung eine Herunterschaltlinie für die Schaltentscheidung während eines Herunterschaltens bei Leerlaufahrt korrigiert.
5. Vorrichtung nach Anspruch 2, wobei die Schaltlinienkorrektur einrichtung eine Hochschaltlinie für die Schaltentscheidung während eines Hochschaltens korrigiert.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Verzögerungszeitspanne auf der Basis einer Verzögerungszeit korrigiert wird, die durch einen Lernvorgang aus mindestens einem früheren Schaltvorgang ermittelt wird.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, wobei die Verzögerungszeitspanne durch einen Lernvorgang auf der Basis einer Akkumulation aktueller Verzögerungszeiten in früheren Schaltvorgängen eingestellt wird.
8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei die Verzögerungszeitspanne auf der Basis von Datenwerten eingestellt wird, die verschiedenen Werten für den Ölreibungswiderstand entsprechen.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, wobei die dem Ölreibungswiderstand entsprechenden Datenwerte Öltemperaturen sind.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei der Sollzeitpunkt ein Zeitpunkt ist, der unmittelbar vor dem Absinken der Antriebswellendrehzahl unter die Motordrehzahl liegt.
11. Hydraulische Steuervorrichtung für ein Automatikgetriebe, das an einer Antriebswelle ein Drehmoment von einem Motor aufnimmt, wobei die Steuervorrichtung aufweist:  
einen Motordrehzahlsensor zum Erfassen der Drehzahl des Motors und zum Erzeugen eines Motordrehzahlerfassungssignals;  
einen Getriebeantriebswellen-Drehzahlsensor zum Erfassen der Drehzahl der Getriebeantriebswelle und zum Erzeugen eines Antriebswellendrehzahlerfassungssignals;  
einen Drosselklappenöffnungssensor zum Erfassen der Drosselklappenöffnung und zum Erzeugen eines Drosselklappenöffnerfassungssignals;  
einen Fahrzeuggeschwindigkeitssensor zum Erfassen der Fahrzeuggeschwindigkeit und zum Erzeugen eines Fahrzeuggeschwindigkeitserfassungssignals;  
einen Hydraulikkreis für die Ölzufluhr zu mindestens einer Servoeinrichtung zur Betätigung eines Kraftschlußelements im Getriebe als Reaktion auf eine Schaltentscheidung;  
einen Speicher;  
ein in dem Speicher abgelegtes Schaltdiagramm, das die Drosselklappenöffnung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit korreliert, wobei das Schaltdiagramm Herunterschaltlinien zur Befehlsgabe für den Beginn eines Herunterschaltens aufweist;  
eine Hauptstreuereinrichtung zum Empfang der Erfassungssignale, zum Registrieren von den Erfassungssignalen entsprechenden Werten für die Drosselklappenöffnung und die Fahrzeuggeschwindigkeit bezüglich des Diagramms, zum Vergleich der erfaßten Motordrehzahl mit der erfaßten Antriebswellendrehzahl, zum Treffen der Schaltentscheidung im normalen Steuermodus, wenn die erfaßte Motordrehzahl nicht niedriger ist als die

Antriebswellendrehzahl, und zum Treffen der Schaltentscheidung in einem Verzögerungszeit-Steuermodus, wenn die erfaßte Motordrehzahl niedriger ist als die erfaßte Antriebswellendrehzahl, wobei der normale Steuermodus den Beginn eines Herunterschaltens veranlaßt, wenn die Registrierkurve eine vorgegebene Herunterschaltlinie schneidet, und wobei der Verzögerungszeit-Steuermodus den Beginn des Herunterschaltens veranlaßt, wenn die Registrierkurve eine korrigierte Herunterschaltlinie schneidet, die man durch Korrigieren der vorgegebenen Herunterschaltlinie erhält, wobei die Hauptsteuereinrichtung aufweist: eine Geschwindigkeitsänderungsraten-Berechnungseinrichtung zum Berechnen einer Verzögerungsrate auf der Basis der Erfassungssignale vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor; und eine Verzögerungszeitsteuereinrichtung zum Korrigieren der vorgegebenen Herunterschaltlinie entsprechend (1) einer vorgegebenen Kolbenspielausgleichzeit, die dem Kolbenspiel in der einen hydraulischen Servoeinrichtung entspricht, und (2) der berechneten Verzögerungsrate, um die korrigierte Herunterschaltlinie zu erhalten.

12. Vorrichtung nach Anspruch 11, wobei die Verzögerungszeitsteuereinrichtung die aktuelle Kolbenspielausgleichzeit bestimmt und auf der Basis der aktuellen Kolbenspielausgleichzeit die vorgegebene Kolbenspielausgleichzeit auf einen Wert zur Verwendung beim nächst folgenden Herunterschalten aktualisiert.

13. Vorrichtung nach Anspruch 12, wobei die aktuelle Kolbenspielausgleichzeit als aktuelles Zeitintervall zwischen einer aktuellen Schaltentscheidung und der Einleitung eines Anstiegs des an die eine Servoeinrichtung angelegten Oldrucks als Reaktion auf die aktuelle Schaltentscheidung bestimmt wird.

14. Hydraulische Steuervorrichtung nach Anspruch 11, 12 oder 13, wobei das Schaltdiagramm zusätzlich Hochschaltlinien zum Veranlassen eines Hochschaltvorgangs aufweist; und

wobei die Geschwindigkeitsänderungsraten-Berechnungseinrichtung eine Beschleunigungsrate auf der Basis der Erfassungssignale vom Fahrzeuggeschwindigkeitssensor berechnet, und wobei die Verzögerungszeitsteuereinrichtung eine vorgegebene Hochschaltlinie auf der Basis der berechneten Beschleunigungsrate und der Kolbenspielausgleichzeit korrigiert und die Hauptsteuereinrichtung ein Hochschalten veranlaßt, wenn die Registrierkurve die korrigierte Hochschaltlinie schneidet.

15. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 11 bis 14, wobei die vorgegebene Kolbenspielausgleichzeit ein durch einen Lernvorgang ermittelter Wert ist.

16. Vorrichtung nach Anspruch 14 oder 15, wobei die Kolbenspielausgleichzeit ein durch einen Lernvorgang ermittelter Wert ist.

17. Verfahren zum Steuern eines Herunterschaltvorgangs eines in einem motorgetriebenen Fahrzeug montierten Automatikgetriebes, mit den folgenden Schritten:

Erfassen der Fahrzeuggeschwindigkeit; Berechnen einer Verzögerungsrate auf der Basis von Werten für die erfaßte Fahrzeuggeschwindigkeit;

Erfassen der Drosselklappenöffnung des Motors; Registrieren der erfaßten Fahrzeuggeschwindigkeit und Drosselklappenöffnung in einem Diagramm für die Fahrzeuggeschwindigkeit als Funktion von der Drosselklappenöffnung mit vorgegebenen Herunterschaltlinien für die Entscheidung über den Beginn eines Herunterschaltens;

Einleiten eines Herunterschaltens durch Oldruckzufuhr zu einer hydraulischen Servoeinrichtung, die ein Kraftschlußelement in dem Automatikgetriebe betätigt, als Reaktion auf ein Schaltentscheidungssignal;

Feststellen, ob sich das Fahrzeug in einem Leerlauf-fahrt-Zustand oder einem Nicht-Leerlauf-fahrt-Zu-

stand befindet; wenn sich das Fahrzeug in einem Nicht-Leerlauf-fahrt-Zustand befindet, Erzeugen des Schaltentscheidungssignals als Reaktion darauf, daß die Registrierkurve eine der vorgegebenen Herunterschaltlinien schneidet; und

wenn sich das Fahrzeug in einem Leerlauf-fahrt-Zu-stand befindet, Korrektur der einen vorgegebenen Herunterschaltlinie entsprechend der berechneten Verzögerungsrate und einer vorgegebenen Kolbenspielausgleichzeit, um eine korrigierte Herunterschaltlinie zu erhalten, und Erzeugen des Schaltentscheidungssignals als Reaktion darauf, daß die Registrierkurve die korrigierte Herunterschaltlinie schneidet.

18. Verfahren nach Anspruch 17, das ferner die Bestimmung der aktuellen Kolbenspielausgleichzeit als eines Zeitintervalls zwischen der Erzeugung des Schaltentscheidungssignals und dem Beginn des Oldruckanstiegs an der hydraulischen Servoeinrichtung aufweist.

19. Verfahren nach Anspruch 17 oder 18, das ferner die Erfassung einer Abtriebsdrehzahl für den Motor und einer Abtriebsdrehzahl für das Getriebe aufweist;

und wobei der Leerlauf-fahrt-Zustand festgestellt wird, wenn die Abtriebsdrehzahl die Abtriebsdrehzahl übersteigt.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

**- Leerseite -**

FIG. 1

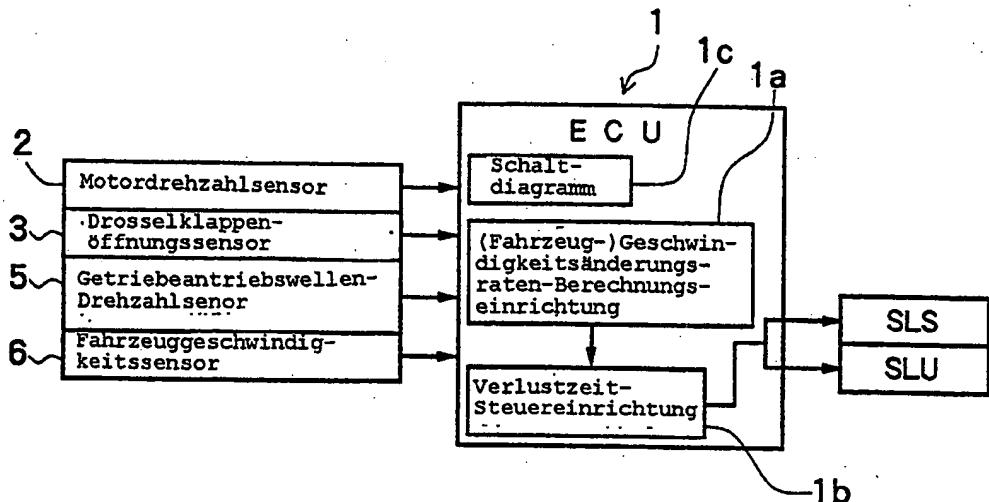
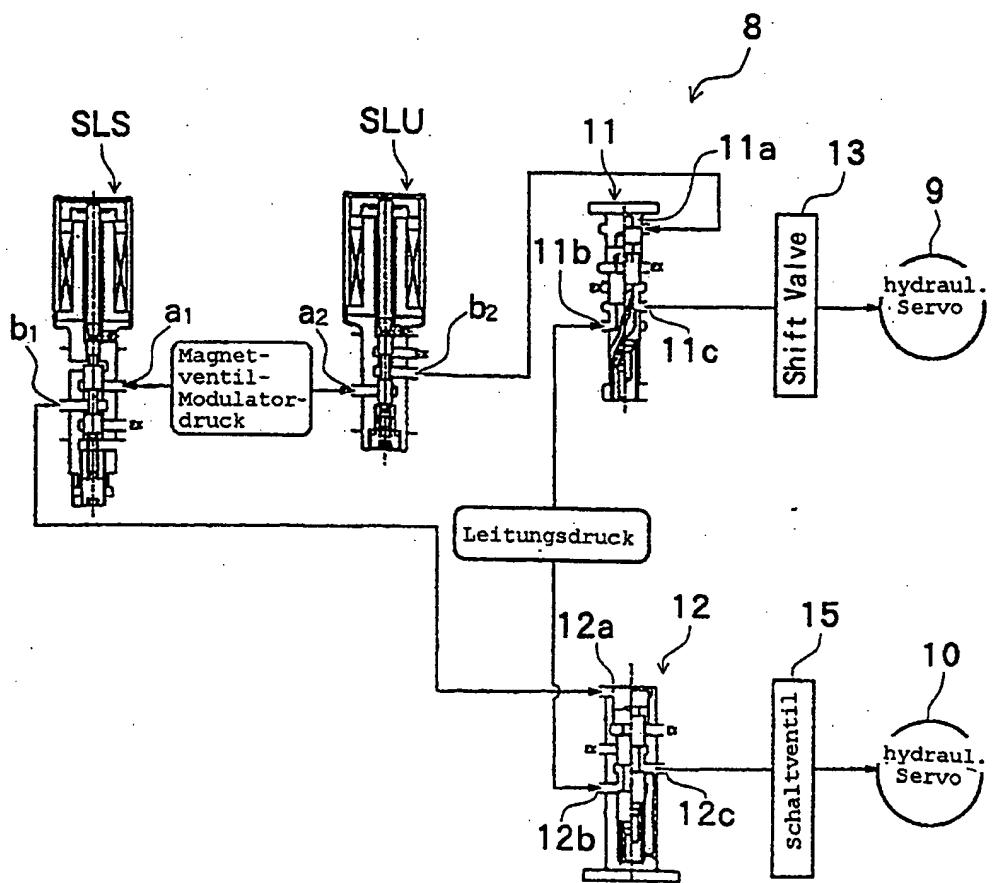


FIG. 2



## FIG. 3

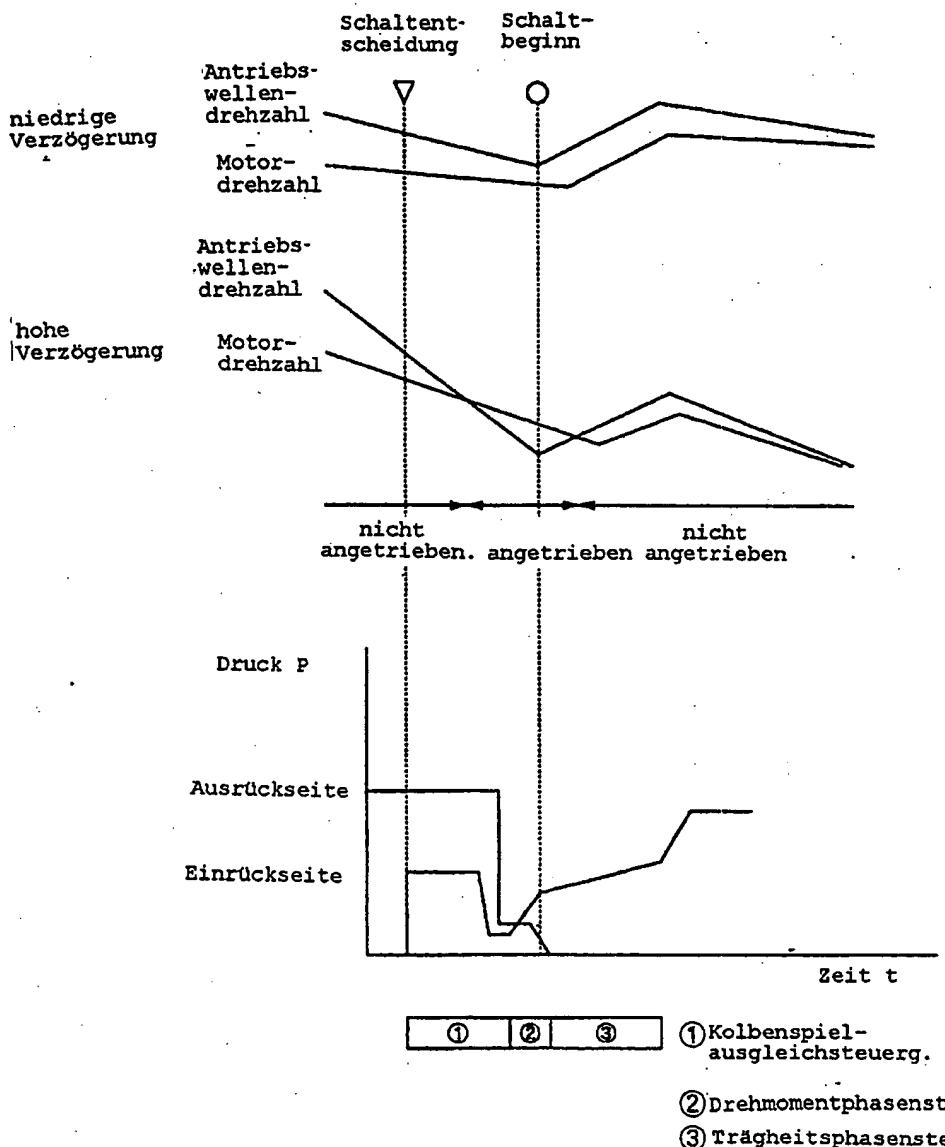


FIG. 4

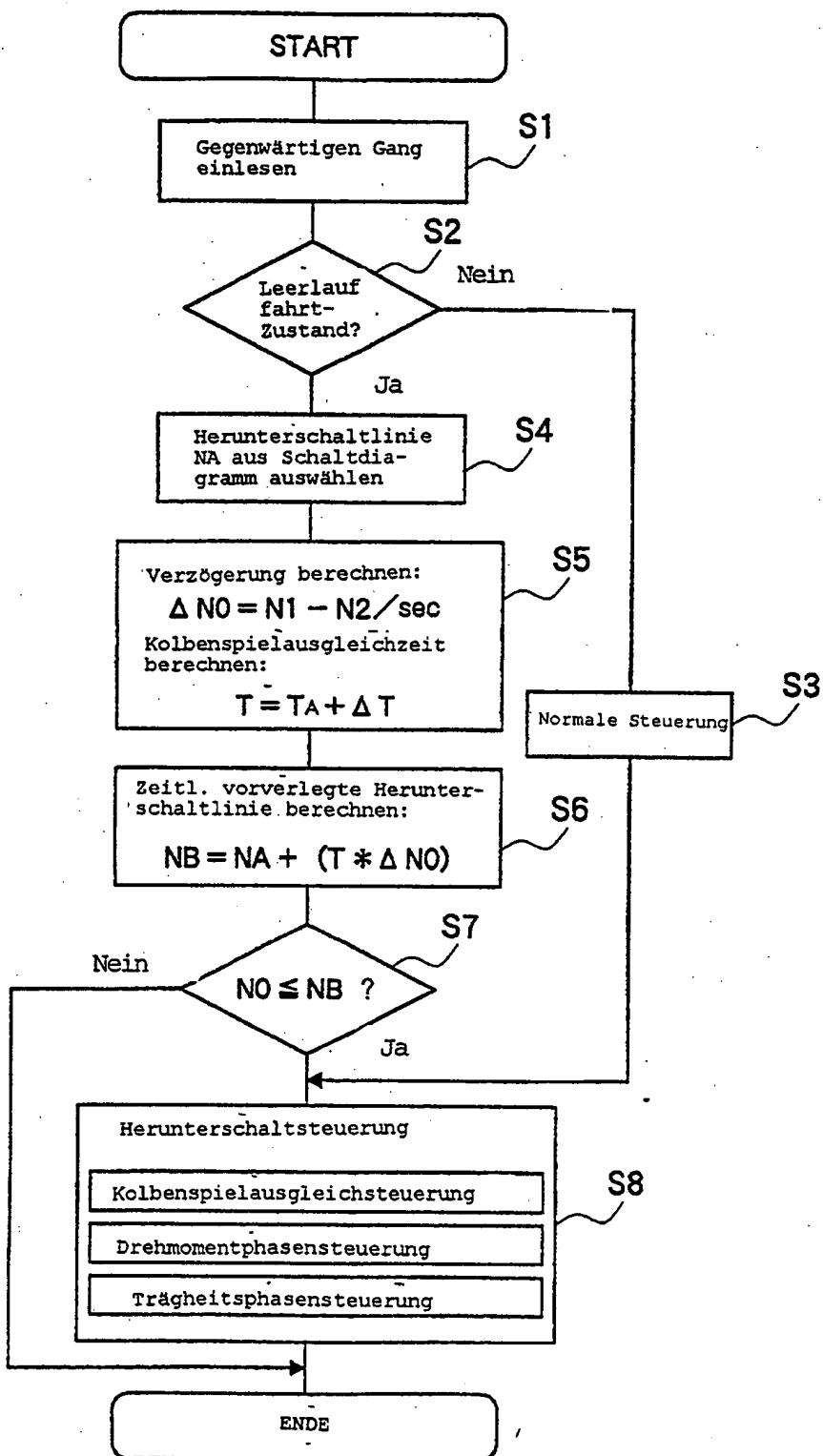


FIG. 5

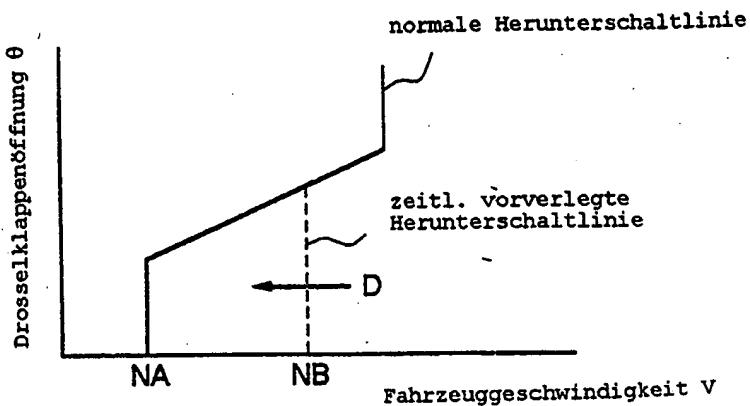


FIG. 6

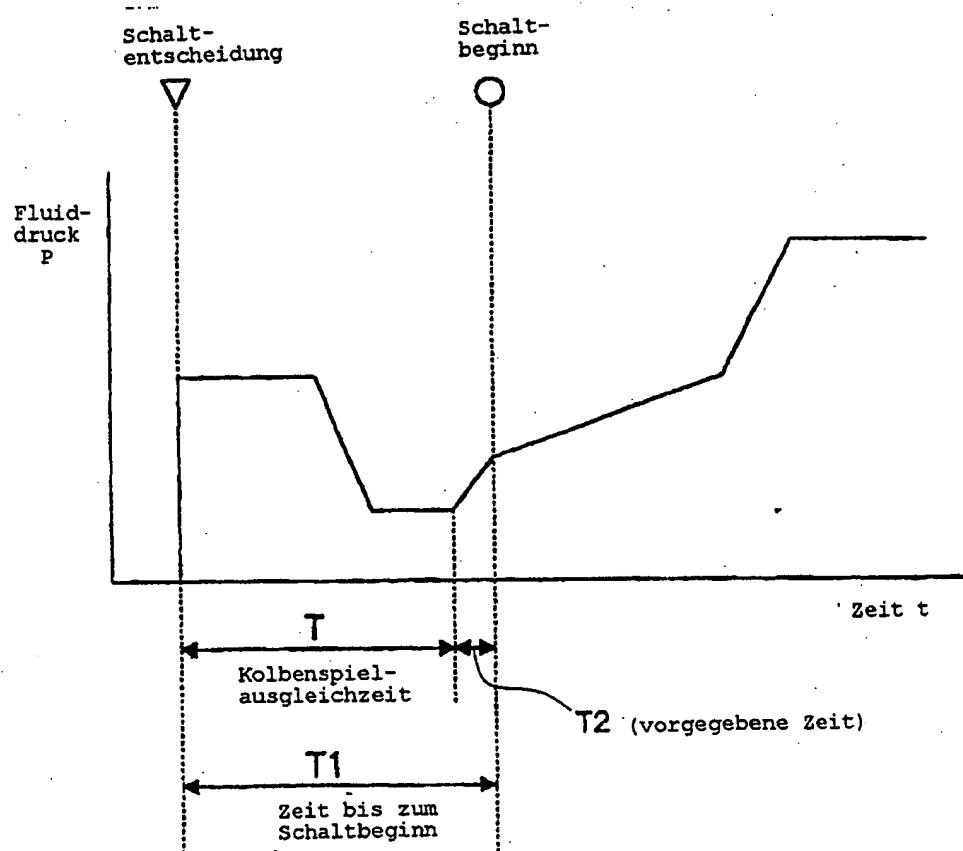


FIG. 7

Schaltvorgang Fluidtemperatur	1. (Anfangs- wert)	2.	3. ...		
	T <sub>1A</sub>	T <sub>2A</sub>	T <sub>3A</sub>		
0~80	T <sub>1A</sub>	T <sub>2A</sub>	T <sub>3A</sub>		
80~100	T <sub>1B</sub>	T <sub>2B</sub>	T <sub>3B</sub>		
100~120	T <sub>1C</sub>	T <sub>2C</sub>	T <sub>3C</sub>		
:					

berechnete Daten

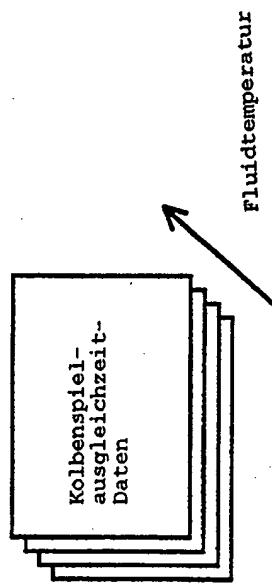


FIG. 8

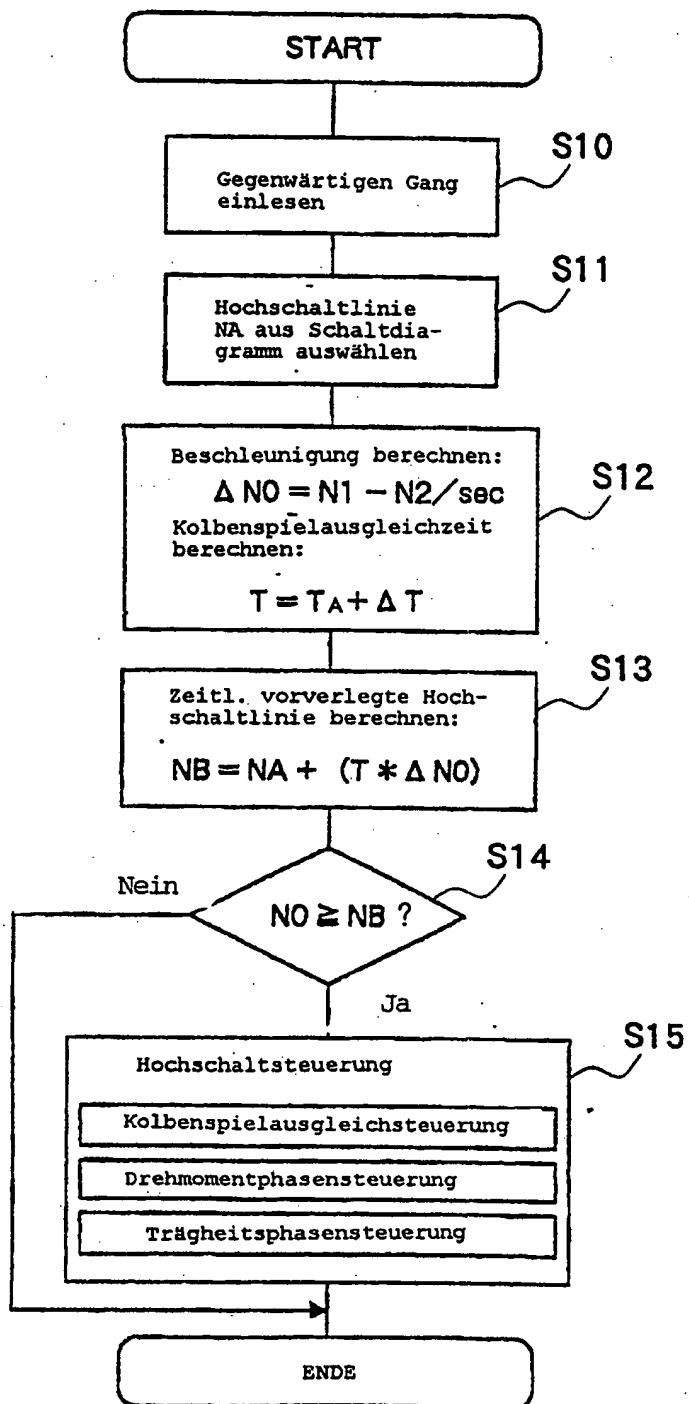
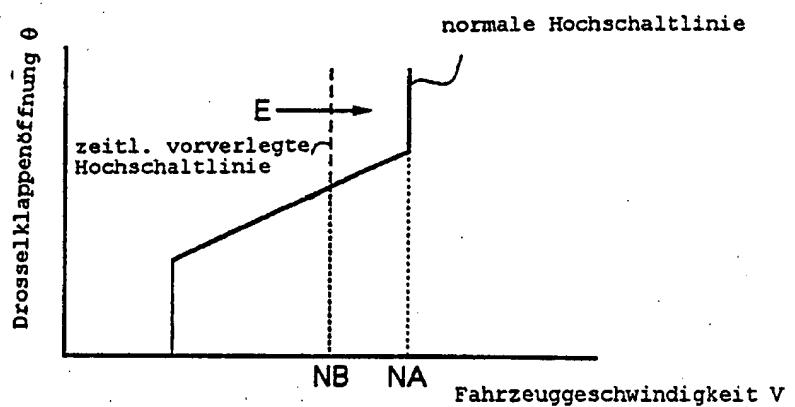


FIG. 9



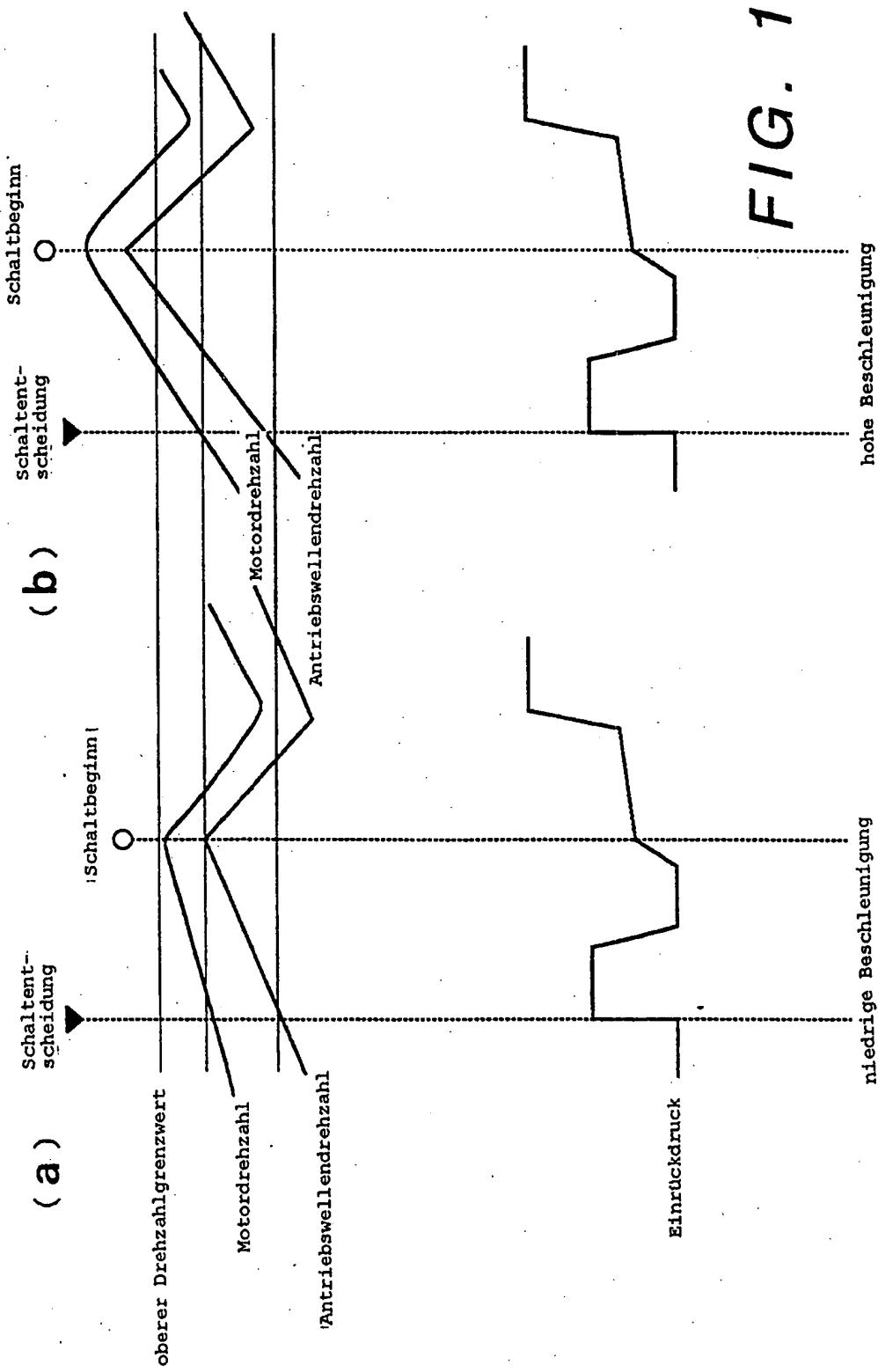
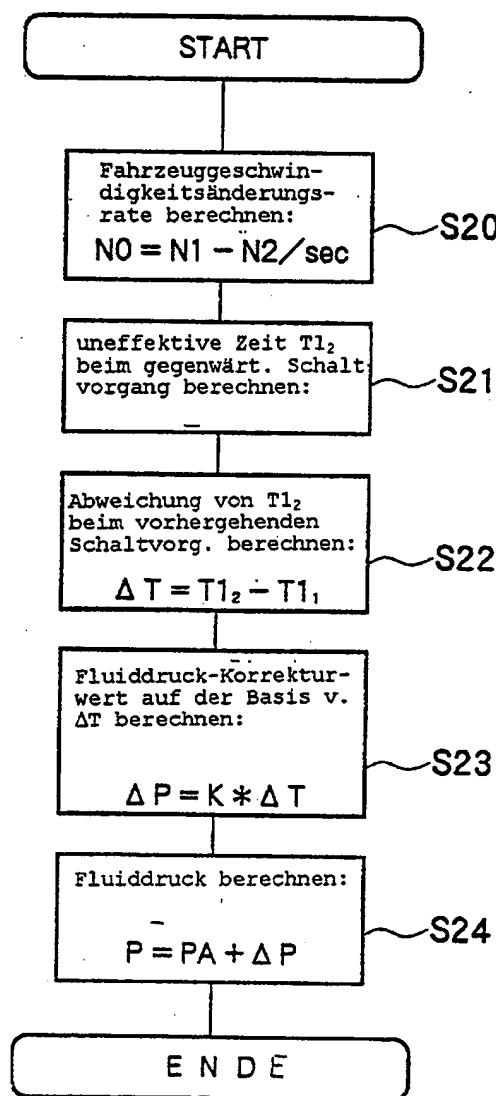


FIG. 10

FIG. 11



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**